

АНАЛІЗ ЗАЛЕЖНОСТЕЙ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ВИТОКУ РІДИНИ КРІЗЬ УЩІЛЬНЕННЯ ДЛЯ ПОЄДНАНЬ ЗВОРОТНО-ПОСТУПАЛЬНОГО РУХУ

ДВНЗ «Український хіміко-технологічний університет», м. Дніпропетровськ

На основі літературних даних зроблений аналіз розрахункових залежностей для визначення витоку рідини крізь ущільнення для поєднань зворотно-поступального руху. Показано, що кожна залежність не є універсальною і відноситься тільки до конкретного типу ущільнень. Робиться висновок про удосконалення теоретичних основ герметизації таких ущільнень.

Величина витоку середовища є одним з найважливіших параметрів, що характеризують працездатність ущільнення. Знання її має велике значення, як на стадії проектування, так і експлуатації, і визначає правильність вибору конструкції і можливість подальшої експлуатації ущільнення.

Механізм витоку рідини в ущільненнях поєднань зворотно-поступального руху описують на основі: рівнянь гідродинаміки в'язкої рідини; гідродинамічного механізму утворення плівки мастильного матеріалу під дією фрикційного потоку; течії рідини через мікроканали, які виникають при контактуванні шорсткостей поверхонь.

У першому випадку розглядається рух в'язкої рідини через щілину під впливом градієнта тиску. При цьому розв'язується система рівнянь Нав'є-Стокса, що доповнюється рівнянням нерозривності. Уся система замикається рівняннями стану, що описують залежність густини і в'язкості рідини від тиску і температури. Для спрощення рішення задачі часто приймають, що густина не залежить від тиску, бо вважається, що більшість ущільнень працює в області тисків, для якої зміною густини рідини від тиску можна знехтувати.

Течія рідини розглядається, як правило, ламінарна, одномірна і стаціонарна. Граничні умови формулюються з використанням умови про наявність прилипання рідини до стінок каналу.

Рішення системи рівнянь для окремих випадків дозволяє знайти розподіл швидкості по зазору і, отже, витік рідини.

Так, у роботах [1], [2] у результаті рішення задачі про стаціонарний одномірний ізотермічний витік рідини через кільцеву щілину з малим у порівнянні з діаметром контртіла (штоком, циліндром) зазором отримане наступне рівняння для визначення витоку рідини:

$$Q = \frac{\pi \cdot D \cdot \delta^3}{12 \cdot \eta} \cdot \frac{\Delta P}{l} \pm \frac{\pi \cdot D \cdot V \cdot \delta}{2}, \quad (1)$$

де Q – витік рідини; D – діаметр контртіла; δ –

висота зазору; ΔP – перепад тисків; η – динамічна в'язкість; l – довжина ущільнювального елемента; V – швидкість контртіла.

У формулі (1) перша складова дає витік рідини внаслідок перепаду тисків, а друга – винесеної штоком.

Для ущільнень з м'яким набиттям автори роботи [3] рекомендують визначати витік за наступною формулою

$$Q = k \cdot \frac{\pi \cdot D \cdot \Delta P}{\eta \cdot l} \cdot \delta^3, \quad (2)$$

де $k=1,00-0,85$ – коефіцієнт, що залежить від розміру і роду набиття.

Ця же формула (2) рекомендується для орієнтованої оцінки витоку робочої рідини через манжетні ущільнення [4].

З наведеного рівняння (2) видно, що воно не враховує руху контртіла, хоча відзначається [3], що при конструюванні ущільнень для зворотно-поступальних штоків варто враховувати швидкість руху штока, тому що витік крізь ущільнення буде більше через винесення робочого середовища штоком, що рухається.

Як було відмічено вище залежності (1)–(2) отримані з припущення про наявність кільцевого зазору між контртілом і ущільнювальним елементом, що є характерним для щілинних ущільнень, де цей зазор гарантується і параметр шорсткості робочих поверхонь, що сполучаються, становить $Ra=0,02-0,16$ мкм, тобто поверхні можуть бути прийняті гладкими.

З огляду на основні фактори, що впливають на витік середовища, залежності (1)–(2) не відтворюють реального механізму роботи контактних ущільнень. У них зазор не гарантується. Крім того, вищенаведені залежності не враховують шорсткості контактуючих поверхонь. Відомо ж з робіт [5–7], що шорсткість поверхонь впливає на герметичність ущільнень і тертя в них.

Тому в роботі [8] при розрахунку герметич-

ності прийнято, що западини мікронерівностей утворюють канавки, розташовані уздовж твірної і мають трикутну форму перетину. Використавши формулу для визначення витoku через зазор між поршнем і циліндром при наявності ідеально гладкої поверхні, рекомендовано наступне рівняння для розрахунку витoku через ущільнювальний пристрій з урахуванням мікроканалів на поверхні у вигляді:

$$Q = k \cdot \left[\left(\frac{P_1 - P_0}{12 \cdot \eta \cdot l_{\Pi}} \cdot \delta_{\Pi}^3 + \frac{V_{\Pi} \cdot \delta_{\Pi}}{2} \right) - \left(\frac{P_1 - P_0}{12 \cdot \eta \cdot l_3} \cdot \delta_3^3 + \frac{V_3 \cdot \delta_3}{2} \right) \right] \cdot \frac{\pi \cdot D \cdot n}{2}, \quad (3)$$

де P_1 – тиск у порожнині, що ущільнюється; P_0 – тиск у порожнині, у яку відбувається витік; Π і \mathcal{Z} – індекси при V , l , δ , що характеризують прямий і зворотний хід відповідно; n – число подвійних ходів контртіла; k – коефіцієнт, що уявляє собою відношення дійсної площі зазору між ущільнювальним елементом і поверхнею, що ущільнюється, до максимальної площі, тобто при відсутності проникнення нерівностей у матеріал ущільнювального елемента. При цьому для гум при тиску 4–10 МПа значення k складає 0,5.

Таке введення в розрахунок залежності параметрів, що ураховують вплив шорсткості на процес герметизації, до деякої міри усуває недоліки залежностей (1)–(2). У той же час формула (3) зберегла інші недоліки цих залежностей, тобто отримана вона з механізму герметизації, не відповідного дійсному в контактних ущільненнях.

Рівняння (1)–(3) не відображають вплив на витік контактного тиску ущільнювального елемента на контртіло, деформації ущільнювального елемента під дією гідростатичного і гідродинамічного тисків, а також властивостей самого матеріалу ущільнювального елемента.

У групі робіт, заснованих на гідродинамічному механізмі утворення півки мастильного матеріалу під дією фрикційного потоку, вихідним є рівняння Рейнольдса, що зв'язує висоту зазора і розподіл тиску в ньому як функцію координат [9]

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho}{\eta} \cdot \delta^3 \cdot \frac{\partial P}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho}{\eta} \cdot \delta^3 \cdot \frac{\partial P}{\partial x} \right) = \\ & = 6 \cdot (V'_1 - V'_2) \cdot \frac{\partial(\rho\delta)}{\partial x} + 6 \cdot \rho \cdot \delta \cdot \frac{\partial}{\partial x} \cdot (V'_1 - V'_2) + \\ & + 12 \cdot \frac{\partial(\rho\delta)}{\partial t}, \end{aligned} \quad (4)$$

де x , y – взаємно перпендикулярні координати

рідини; P – тиск у півці рідини; ρ – густина рідини; δ – товщина півки змащення, t – час; V'_1 і V'_2 – швидкість ковзання взаємно контактуючих поверхонь.

Фізичний зміст рівняння (4) полягає в тому, що виникнення гідродинамічного тиску в півці змащення пояснюється трьома ефектами: клена (перша складова в правій частині рівняння, розтягання (друга складова) і стискання півки (третья складова).

При рішенні рівняння (4) приймають ряд припущень:

- зміною густини рідини зневажають (рідина нестислива);
- поверхні вважаються гладкими і твердими, тому ефектом розтягання також зневажають;
- в'язкість постійна;
- течія в поперечному напрямку виключається;
- переміщується тільки одна з контактуючих поверхонь;
- рідина є ньютонівською.

З урахуванням цих припущень рівняння (4) приймає вигляд

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\delta^3 \cdot \frac{\partial P}{\partial x} \right) = 6 \cdot \eta \cdot V \cdot \frac{\partial \delta}{\partial x} + 12 \cdot \eta \cdot \frac{\partial \delta}{\partial t}. \quad (5)$$

Друга складова в правій частині рівняння (5) виражає ефект стискання. Випадок, коли ця складова враховується, називається динамічно зворотною задачею, а коли не враховується – статично зворотною задачею. В останньому випадку в результаті інтегрування рівняння (5) приводиться до вигляду:

$$\frac{dP}{dx} = 6 \cdot \eta \cdot V \cdot \frac{\delta - \delta_0}{\delta^3}, \quad (6)$$

де δ_0 – висота зазору в точці з $dP/dx=0$.

Рівняння (6) є вихідним при рішенні багатьох задач ущільнювальної техніки.

При класичному рішенні за величиною зазора визначається розподіл тиску в масляній півці. Однак форма зазору звичайно не відома. Тому для еластомірних ущільнень Blok Н. [10] застосував так названу теорію зворотніх задач гідродинамічного змащення. Суть рішення полягає в тім, що за величиною контактного тиску знаходять розподіл тиску в півці під ущільнювальним елементом, а по ньому визначають профіль зазору, зокрема висоту δ_0 , де має місце лінійний розподіл швидкості потоку, тобто в точці з $dP/dx=0$.

Гідродинамічна теорія змащення звичайно застосовується для опису механізму герметизації еластомерних ущільнень у вигляді кілець і манжет різного поперечного перерізу, що працюють в умовах рідинного змащення. Тому вважається, що розподіл гідродинамічного тиску визначається епо-

рою контактних тисків при нерухомому контртілі, тобто завдяки еластичності ущільнень цей тиск у кожній точці по довжині ущільнення врівноважується гідродинамічним тиском. Таке припущення вважається виправданим унаслідок того, що в реальних ущільненнях додаткова деформація ущільнювального елемента, викликана утворенням плівки рідини мала, у порівнянні з попередньою деформацією ущільнювального елемента при складанні. Тому зміною попереднього контактного тиску на замикаючих поверхнях ущільнювального елемента при русі контртіла, коли розвивається гідродинамічний тиск у плівці мастила, можна зневажити. Виходячи з вищевикладеного Blok Н. [10], розв'язавши рівняння (6), отримав вираз для товщини плівки мастила у вигляді:

$$\delta_0 = \sqrt{\frac{8}{9} \cdot \frac{\eta \cdot V}{|dP/dx|_{\max}}}, \quad (7)$$

де $|dP/dx|_{\max}$ – максимальний градієнт тиску на епюрі розподілу контактного тиску $P(x)$.

Тоді кількість рідини, винесеної (внесеної) за одиночний хід, складає

$$q = \frac{\pi \cdot D \cdot L}{2} \cdot \sqrt{\frac{8}{9} \cdot \frac{\eta \cdot V}{|dP/dx|_{\max}}}, \quad (8)$$

де L – довжина ходу контртіла.

Сумарний витік за подвійний хід:

$$Q = \frac{\pi \cdot D \cdot L}{2} \times \left(\sqrt{\frac{8}{9} \cdot \frac{\eta \cdot V_1}{|dP/dx|_{1\max}}} - \sqrt{\frac{8}{9} \cdot \frac{\eta \cdot V_2}{|dP/dx|_{2\max}}} \right), \quad (9)$$

де V_1 і V_2 – швидкість ходу контртіла від герметизованої порожнини і до неї відповідно.

Таким чином, згідно з формулою (9) витік рідини через ущільнення з'єднань пар зворотно-поступального руху при гідродинамічному змащенні уявляє собою різницю між кількістю рідини, винесеної з порожнини, що ущільнюється, при прямому ході контртіла, і кількістю рідини, внесеною у порожнину при зворотному ході контртіла. Кількість винесеної і внесеної рідини визначається товщиною адсорбованої плівки рідини на контртілі відповідно до залежності (8).

Аналогічна залежність для витіку рідини наведена в роботах [11–12]

$$Q = \frac{LV^{3/2}}{3\sqrt{2}} \cdot \left(\sqrt{\frac{\eta}{|dP/dx|_{\max, \Pi}}} - \sqrt{\frac{\eta}{|dP/dx|_{\max, 3}}} \right), \quad (10)$$

де L – довжина кола вала.

При синусоїдальному характеру змінення швидкості замість коефіцієнта $1/(3\sqrt{2})$ береться величина 0,13.

Аналізуючи рівняння (9), можна зробити висновок про те, що шляхом зміни співвідношення швидкостей прямого і зворотного ходів, а також градієнтів тиску можна домогтися такого положення, коли кількість винесеної рідини у вигляді плівки буде дорівнювати кількості внесеної рідини. Тобто, в цьому випадку ущільнення буде працювати без витоків. Спроба в такий спосіб підвищити герметизуючу здатність ущільнень знайшла відображення в роботах [13,14].

Експериментальне підтвердження висновку Blok Н. знайшли в роботах Мюллера Н.К. [15], який дає аналогічну залежність для розрахунку витіку:

$$Q = \frac{\pi}{2} \cdot D \cdot L \cdot \left(\alpha_1 \sqrt{\frac{\eta \cdot V_1 \cdot l_1}{P_i^*}} - \alpha_2 \sqrt{\frac{\eta \cdot V_2 \cdot l_2}{P_3 + P_i^*}} \right), \quad (11)$$

де α_1 і α_2 – коефіцієнт товщини плівки при прямому і зворотному ходах контртіла, відповідно; l_1 і l_2 – ширина контакту ущільнювального елемента з контртілом при прямому і зворотному його ходах, відповідно; P_0^* – максимальний тиск ущільнювального кільця на контртіло; P_3 – тиск рідини при зворотньому ході.

Результати робіт Blok Н. знайшли відображення також в роботах [16–19], у яких дається наступна формула

$$\frac{\eta \cdot Q}{P_r \cdot B} = \frac{2}{3} \cdot \left(\sqrt{\frac{P_a}{B \cdot |dP/dx|_{1\max}}} - \sqrt{\frac{P_a}{B \cdot |dP/dx|_{2\max}}} \right) \cdot G^{3/2}, \quad (12)$$

де P_r – сила на контакті; B – ширина зони контактування; P_a – середній контактний тиск в ущільненні; G – фрикційний параметр.

Сила на контакті та фрикційний параметр визначається залежностями:

$$P_r = \pi \cdot D \cdot B \cdot P_a; \quad (13)$$

$$G = \eta \cdot V \cdot D / P_r. \quad (14)$$

Розрахунки за формулами (9) – (11) мають певні труднощі, що полягають у складності визначення градієнта контактного тиску і ширини зони контакту у формулах (9) та (10) чи ж коефіцієнтів α_1 і α_2 у формулі (11), що знаходяться на підставі експериментальних даних.

Тому в роботі [20] була поставлена задача виключити з формули розрахунку витoku величину $|dP/dx|_{\max}$, виразивши її через відомі параметри. У результаті виконаних дослідів, вимірів і обробки даних для стандартних манжет отримана наступна формула для розрахунку витoku:

$$Q = 2^{-4} \cdot 10^{-1} \cdot \pi \cdot D \cdot L \cdot n \cdot \sqrt{\eta} \times \left[\frac{D \cdot \sqrt{3V_1}}{\sqrt{B_1 \cdot [D^2 + (2B_1)^2]}} - \frac{\sqrt{V_2}}{\sqrt{2 \cdot 10 \cdot (P - 15 \cdot 10^5)}} \right], \quad (15)$$

де B_1 – висота профілю манжети; P – тиск рідини.

Такий вираз отримано в результаті спрощеного підходу до епюрі контактних тисків: на ділянці зростання контактні тиски змінюються лінійно й отримано, що $|dP/dx|_{\max}$ пропорційно середньому тиску, на другій ділянці приблизно вважається, що величина градієнта контактного тиску $|dP/dx|_{2\max}$ залежить лінійно лише від величини тиску робочої рідини. У результаті отримано

$$\left| \frac{dP}{dx} \right|_{1\max} = \frac{2^3 \cdot 10^8 \cdot \beta_1 \cdot [D^2 + (2 \cdot \beta_1)^2]}{D^2},$$

$$\left| \frac{dP}{dx} \right|_{2\max} = 8 \cdot 10^3 \cdot (p - 15 \cdot 10^5).$$

Рівняння (15), спрощуючи процес обчислення витoku, має й істотний недолік: діапазон його застосування вузький, тобто його можна застосувати для розрахунку витoku середовища для манжет конкретного профілю.

Аналіз залежностей (9)–(15) показує, що усі вони враховують вплив на величину витoku середовища таких факторів, як діаметр і швидкість ковзання штока, тиск і в'язкість середовища, що ущільнюється. У той же час з розгляду виключений вплив мікро- і макрогеометрії контртіла й ущільнювального елемента. Це припущення є припустимим тільки за умови значного перевищення товщини півки рідини над нерівностями контактуючих поверхонь, тобто при рідинному терті.

У той же час відомо, що шорсткість поверхонь впливає на роботу вузлів тертя не тільки при граничному і напіврідинному змащенні, але і при рідинному змащенні [21–25].

Так, наприклад, у роботі [25] відмічено, що при $Ra=1,25-0,63$ мкм по довжині зразка гідродинамічне тертя взагалі відсутнє. При $Ra=0,08-0,04$ мкм область гідродинамічного тертя охоплює весь хід зразків, крім зон реверса.

Аналіз робіт з дослідження ущільнювальних пристроїв показує, що ущільнення можуть працювати при різних видах змащення: від граничного

до рідинного. Це, відповідно, визначає і механізм герметизації. Причому навіть протягом одного ходу на різних ділянках ущільнення може працювати при різних видах змащення [26]. Зневага шорсткістю контртіла може вносити погрішність до 40% [27], а за роботою [28] до 200–300% у розрахункову величину витoku середовища за формулою (9) у порівнянні з експериментальною. У той же час згідно [29] виявлено, що шар змащення в щілині ущільнень значно товщий, ніж той, котрий варто було б очікувати за теорією класичної гідродинаміки. Таким чином, навіть в області дослідження еластомірних ущільнень маються суперечливі дані. Хоча слід зазначити, що робота ущільнень у режимі напіврідинного тертя більш реальна. Якщо ж брати до уваги результати [29], то при значних товщинах півки змащення повинні бути і великі витoki, що не відмічено.

Причинами такої розбіжності результатів є вихід за межі застосовності законів гідродинаміки, що дотепер ще не встановлені. Згідно [30] товщина масляної півки в ущільненнях звичайно складає приблизно 2 мкм, тобто вона порівнянна з висотою шорсткостей поверхні контртіла й ущільнювального елемента ($R_a=0,16-0,63$ мкм). Тому ущільнення найчастіше працюють при напіврідинному змащенні.

У низці робіт виконана спроба врахувати при визначенні витоків рідини мікрогеометрію поверхні, що ущільнюється. Так, у роботі [31] автори, розглядаючи ущільнення штока кільцями з еластомера, ввели гіпотезу про те, що при напіврідинному змащенні витік є наслідком переносу рідини, яка міститься в западинах мікронерівностей контртіла. Розрахунок зводиться до визначення частки обсягу мікронерівностей поверхні штока в загальному обсязі рідини, обумовленому товщиною півки. У результаті вводиться поняття так названої приведеної товщини рідинної півки:

$$\bar{\delta} = \lambda \cdot \delta, \quad (16)$$

де λ – коефіцієнт приведеної товщини півки.

Коефіцієнт λ визначається за формулою

$$\lambda = 1 - \frac{\sum V_n}{V_{\text{ж}}} = \frac{\delta}{\delta_n} - \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{\delta}{\delta_n} \right)^2, \quad (17)$$

тут $\sum V_n$ – сумарний обсяг мікронерівностей на поверхні, що ущільнюється; $V_{\text{ж}}$ – обсяг рідинної півки; δ_n – висота мікронерівностей.

Тоді формула для розрахунку витoku рідини приймає вигляд:

$$Q = \frac{\pi \cdot D \cdot L}{2} \cdot (\bar{\delta}_1 - \bar{\delta}_2) \cdot n. \quad (18)$$

Wyszynski L. [32] для ущільнень кільцями

круглого перетину також відзначає, що розрахункові дані, отримані на основі гідродинамічної теорії змащення, завжди більше експериментальних. При цьому витік рекомендується визначати за залежністю:

$$\Delta Q = \alpha \cdot \frac{\pi \cdot D \cdot L}{2 \cdot 10^3} \cdot \sqrt{\frac{8}{9}} \cdot V \cdot \left(\sqrt{\frac{\eta_p}{P_1'}} - \sqrt{\frac{\eta_0}{P_2'}} \right), \quad (19)$$

де ΔQ – втрати рідини впродовж одного робочого циклу, мм³; α – поправочний коефіцієнт; η_p і η_0 – динамічна в'язкість рідини в порожнині, що ущільнюється, і зовні, відповідно, Нс/м²; P_1' і P_2' – параметри нахилу кривої розподілу контактних тисків з боку порожнини, що ущільнюється, і зовні, Нс/м². При цьому:

$$P_1' = P_0' p_0' + 0,05P, \quad (20)$$

де P_0' – попередній контактний тиск, Нс/м²; P – тиск рідини, що ущільнюється, МПа.

У формулі (20)

$$P_0' = \left[1 + \left(\frac{H_g}{100} \right)^{5,3} \cdot \frac{\varepsilon}{5} \right] \cdot E, \quad (21)$$

де H_g – твердість гуми, по IRHD; ε – радіальний натяг кільця, %; E – модуль пружності матеріалу кільця, МПа.

Відповідно:

$$p_2' = p_0' + (44\sqrt{E} - 1,6\varepsilon) \cdot \left(\frac{P}{25 - 0,4\varepsilon} \right)^{1,6}. \quad (22)$$

Параметри досліджень: ρ до 16 МПа; $L=500$ мм; $V=0,05-0,30$ м/с; $\varepsilon=5-20\%$; $t=20-80^\circ\text{C}$; шорсткість $Ra=40$ мкм; кільця з нитрільної гуми твердістю 65–90 IRHD.

При цьому встановлено, що коефіцієнт λ складає

$$\alpha \approx 0,26 + 0,032P \quad (23)$$

і витік зростає за мірою зростання тиску і швидкості руху і зменшується з підвищенням температури.

Таким чином, формула (19) враховує фізико-механічні властивості матеріалу (твердість, модуль пружності) і попередній натяг.

У роботах [2,33] для розрахунку витіку за кожен подвійний хід контртіла пропонується наступна формула

$$V = \frac{\pi \cdot D \cdot L}{2} \cdot (\Psi_1 \delta_1 - \Psi_2 \delta_2), \quad (24)$$

де Ψ_1 і Ψ_2 – функції, що враховують можливість розходження режимів при прямому і зворотному ходах, відповідно; δ_1 і δ_2 – товщина півки рідини при прямому і зворотному ходах, відповідно.

Товщина півки:

$$\delta_1 = \alpha_1 \cdot \sqrt{\eta_1 \cdot V_1 / P_{w_1}}; \quad (25)$$

$$\delta_2 = \alpha_2 \cdot \sqrt{\eta_2 \cdot V_2 / P_{w_2}}. \quad (26)$$

У формулах (25) і (26) P_{w_1} і P_{w_2} – максимуми градієнта тиску в точках перегину кривої P_k при прямому і зворотному ходах, відповідно.

При прямому ході контртіла $P_{w_1} \approx P_{w_2}$ (P_{w_0} – градієнт тиску при $P=0,1$ МПа).

При зворотному ході:

$$P_{w_2} = P_{w_0} + c \cdot P_2^n, \quad (27)$$

де c , n – коефіцієнти.

Значення градієнтів тиску P_{w_1} і u залежності від тиску середовища наведені в роботі [2] для кілець круглого, х-подібного і пилоподібного перетинів і манжет.

Аналогічно і Karaszkevicz A. [28] для круглого перетину приводить у відповідність експериментально виміряні і теоретично розраховані витіки, вводячи у формулу (9) поправковий коефіцієнт, що враховує перехід від гідродинамічного змащення до граничного крізь пружнодинамічне змащення

$$\alpha = 1 - \exp\left(-\frac{\eta \cdot \sqrt{V}}{\beta}\right) \quad (28)$$

і формула для розрахунку витіку приймає вигляд:

$$Q = \left[1 - \exp\left(-\frac{\eta \cdot \sqrt{V}}{\beta}\right) \right] \cdot \frac{\pi \cdot D \cdot L}{2} \cdot \sqrt{\frac{8}{9}} \times \left(\sqrt{\frac{\eta \cdot V_1}{|dP/dx|_{1\max}}} - \sqrt{\frac{\eta \cdot V_2}{|dP/dx|_{2\max}}} \right), \quad (29)$$

де β – постійна, залежна від розмірів кільця і твердості гуми.

Формула [29] дає задовільні результати порівняно з експериментом у межах $\pm 10\%$.

Також Karaszkevicz A. [34], у результаті

виконаних дослідів комбінованих ущільнень, що складаються з політетрафторетиленового (ПТФЕ) кільця і силового елемента у виді гумового кільця, пропонує наступне рівняння для розрахунку витoku:

$$Q = 0,5 \cdot \pi \cdot D \cdot L \cdot (0,9 \cdot \eta \cdot V)^{0,5} \times \left[\left(\frac{1}{P'_1} \right)^{0,5} - \left(\frac{1}{P'_2} \right)^{0,5} \right] + \frac{b \cdot s^3 \cdot n \cdot P}{12 \cdot l \cdot \eta} \cdot \frac{2 \cdot L}{V}, \quad (30)$$

де P'_1 і P'_2 – градієнти тиску; b , s^3 , l – відповідно середні ширина, висота і довжина западин шорсткості; n – кількість западин.

Відповідно до рівняння (30) сумарні витoki є результатом гідродинамічного механізму утворення рідинної плівки і витoku через западини шорсткостей.

При цьому встановлені межі, що розділяють області роботи ущільнень. При температурі 20°C і великих величинах $\eta V = (15-45) \cdot 10^{-3}$ Па·м сумарні витoki пояснюються гідродинамічним механізмом утворення рідинної плівки. При температурі 80°C і $\eta V < 3 \cdot 10^{-3}$ Па·м сумарні витoki описуються тільки витокami через западини шорсткості.

Фактично рівняння (30) – це сума двох рівнянь, які описують різні механізми герметизації: перша складова – з точки зору гідродинамічної теорії змащення, друга – як течія рідини через мікронерівності.

Розглянуті залежності для розрахунку витoku рідини через ущільнення виконані для гумових кілець круглого перетину і манжет. Найбільш характерним для них є робота в режимі напіврідинного змащення, коли положення гідродинамічної теорії змащення не можна цілком переносити на пояснення механізму герметизації таких ущільнень для поєднань пар зворотно-поступального руху. Оцінювання режиму роботи ущільнень рекомендується виконувати за визначеними критеріями. Так, у роботі [33] як такий критерій виступає величина $\bar{\delta} = \delta/R_z$ уявляючий собою відношення товщини плівки до параметра шорсткості R_z . Даний критерій враховує тільки шорсткість контртіла.

Fowles P.E. [35], Hirano F. і Murakami T. [36] для оцінювання можливості рідинного змащення реальних поверхонь використовують так звану відносну товщину масляного шару, що виражається параметром:

$$\lambda = \delta / \sqrt{(R_{q1}^2 + R_{q2}^2)^{1/4}}, \quad (31)$$

де R_{q1}^2 і R_{q2}^2 – середнє квадратичне відхилення профілю контактуючих поверхонь 1 і 2, відповідно.

Здійснені в роботі [37] дослідження методом фотопружності також показали вплив шорсткості на режими тертя.

Мкртичан Я.С. [38], проаналізувавши метод визначення товщини мастильної плівки на основі зворотної задачі теорії гідродинамічного змащення, зробив висновок про помилковість цього методу і приводить три докази цього. По-перше, виходячи з загальнотеоретичних розуміннь рішення зворотної задачі не єдине. По-друге, рішення прямої задачі, а потім зворотної не дає однакового результату за величиною товщини плівки рідини. По-третє, для того, щоб невизначена зворотна задача вирішувалася єдиним чином, необхідно, щоб хоча б в одній точці шуканого профілю товщини плівки величина $\bar{\delta}^2 (dp/dx)/(\mu V) = 8/9$. Автор показує формальний характер цієї гіпотези та її необґрунтованість і робить висновок про те, що на її основі робити розрахунки не можна. Тому даний метод дає систематичне завищення товщини плівки рідини в порівнянні з дійсним і, отже, витоків (причому невідомо навіть приблизно у скільки разів).

Далі Мкртичан Я.С., розглядаючи пару тертя бурового насоса у вигляді еластомірної манжети поршня і втулки, що працює в нестационарному режимі, і нестационарний рух мастильної плівки, у результаті теоретичних досліджень установив, що загальноприйнятий метод визначення Δ , а, отже, і витoku за експериментально знайденим dp/dx невірний навіть для стаціонарної задачі в припущенні, що в'язкість є постійною. Показано, що в'язкість у плівці зростає на кілька порядків у порівнянні з в'язкістю в звичайних умовах і вважати її величиною відомою і постійною не можна.

Розглянувши роботи з опису механізму герметизації ущільнень на базі гідродинамічної теорії змащення, можна відзначити наступне. Даний механізм герметизації справедливий при рідинному змащенні, коли товщина плівки рідини значно перевищує висоту мікронерівностей поверхонь контртіла й ущільнювального елемента. Позитивними сторонами описаного підходу до рішення проблем герметизації є чітка постановка задачі, яка добре розуміється фізично; отримання рішень у замкнутій формі й які містять основні параметри герметизації, що характеризують процес.

У той же час вона має і низку недоліків. Як показують експериментальні дослідження, виконані цілою низкою авторів, спостерігається велика розбіжність між теоретично виконаними розрахунками витoku й експериментально отриманими. Це пояснюється спрощеним підходом до опису явищ у зоні контакту ущільнювального елемента і контртіла, совимірність товщин плівок з висотою мікронерівностей штока.

Необхідно також відмітити, що за експериментальними кривими контактного тиску складно

визначити першу і другу похідні функції $\rho(x)$ з достатньою точністю. Крім цього всі розрахункові залежності отримані стосовно до еластомірних ущільнень (гумові кільця круглого, квадратного, х-подібного перетинів і манжети).

Однак широке поширення в ущільнювальній техніці знайшли також і інші матеріали, зокрема полімери: фторопласти, поліаміди, полііміди і композиції на їх основі, що значно відрізняються своїми фізико-механічними властивостями від еластомерів. Це, як відомо [39], значно впливає на характер контактування сполучених деталей і, звичайно, на процес герметизації. Еластомер звичайно прагне скопіювати контур контртіла, облягаючи його основні макро- і мікронерівності [9]. Тому мікрогеометрію ущільнювального елемента з еластомірних матеріалів звичайно нехтують. Контактуюча поверхня ущільнювального елемента з полімерного матеріалу не може так копіювати макро- і мікрогеометрію штока, як еластомер. Тому макро- і мікрогеометрію ущільнювального елемента в даному випадку зневажити не можна.

У низці робіт виконана спроба розробки методики розрахунку ущільнень з полімерних матеріалів. Зокрема, Messner N. [13] виконав спробу розрахувати ширину контакту і розподіл тиску між ущільненням з ПТФЕ і контртілом. Однак запропонована ним методика виявилася непридатною для визначення контактного стану осесиметричного ущільнення з матеріалу, що володіє пружними-пластичними властивостями. Kral E. [40] запропонував конструкцію і методику розрахунку ущільнень з ПТФЕ стосовно до поршневих насосів. Отриману систему рівнянь рекомендується вирішувати методами сіток, Рунге-Кутта, а більш точно методом кінцевих елементів. Приведено приклад результатів розрахунку, однак немає порівняння з експериментальними даними. Messner N. і Kral E. у розрахункових методиках також не враховують мікрогеометрії контртіла й ущільнювального елемента, вважаючи, що ущільнення працюють в області рідинного змащення. У той же час Kral E. виконав розрахунок для ущільнень плунжерних насосів для води, а вона, як відомо, має дуже низькі змащувальні властивості і тому опис механізму герметизації на основі гідродинамічної теорії змащення викликає сумнів.

Визначення витoku як течії рідини через мікроканали, які виникають при контактуванні шорсткостей поверхонь, під впливом перепаду тисків властиво малов'язким рідинам. Так, у роботі [2] рекомендується визначати питомий витік ($\text{м}^3/(\text{м}\cdot\text{с})$) за одиницю часу, віднесеним до одиниці периметра за формулою

$$\bar{Q} = \psi \cdot \Delta P \cdot \delta^3 / (\eta \cdot l), \quad (32)$$

де $\psi=0,1-0,2$ – безрозмірний коефіцієнт форми, який уточнюється на основі статистичних даних.

Розв'язання задач про контактну взаємодію шорстких поверхонь привело до формування фільтраційного механізму герметизації, заснованого на теорії фільтрації рідин крізь пористі тіла. При даному механізмі витік розглядається як фільтрація середовища, що ущільнюється, через пористе тіло, яким є область контакту ущільнювального елемента і контртіла. Стик, утворений контактуючими мікронерівностями шорстких поверхонь, характеризується безліччю мікроканалів, що мають різну форму і довжину, і за своєю структурою його можна уподібнити пористому середовищу, через яку і відбувається витікання рідини, що ущільнюється.

Так, у роботі [41], проаналізувавши деякі існуючі рівняння для розрахунку витоків середовища крізь контактні ущільнення, автори приходять до висновку про необхідність урахування впливу мікрорельєфу контактуючих поверхонь. Величина витoku в рухливому ущільненні складається з двох складових: витoku, обумовленим фільтрацією робочого середовища за системою зв'язаних між собою западин; витoku, обумовленого перенесенням робочого середовища при переміщенні контактуючих поверхонь. Ними запропонована і формула для розрахунку витoku, обумовленого фільтрацією робочого середовища.

Фільтраційну модель стику контактуючих поверхонь при розгляді герметичності ущільнень штоків пневмогідравличних клапанів при роботі їх у стояночному режимі і при їх спрацьовуванні в умовах граничного чи сухого тертя в стику застосовано в роботі [42]. Це дозволило врахувати основні параметри якості ущільнювальних поверхонь.

Такий підхід до процесів герметизації в ущільненнях дозволяє врахувати багато факторів, що впливають на герметичність ущільнень. Однак межі застосовності фільтраційного механізму герметизації для ущільнень поєднань зворотного-поступального руху не встановлені через незначну кількість робіт у цій області.

Через вплив на герметичність великого числа факторів при практичних розрахунках також часто користаються емпіричними залежностями, отриманими в результаті експериментальних досліджень.

Так, у роботі [43] Хачатрян Г.Р. розглянуто процес герметизації гумовими ущільнювальними деталями, як заповнення гумою нерівностей поверхні, що ущільнюється, і перекриття каналів, за якими може відбуватися витік середовища. Дослідженням швидкості відновлення гум експериментально встановлено, що ущільнююча здатність, тертя і контактний тиск гумового ущільнення при зворотного-поступальному русі однозначно визначаються швидкістю відновлення гуми. При переміщенні контртіла гума прагне копіювати його макро- і мікрогеометрію. Однак деформація гуми має релаксаційну природу, тому, якщо час відновлення і

заповнення нерівностей буде більше часу проходження гумовою деталлю цих нерівностей, то можлива наявність неперекритих каналів і витік через них. Звідси підвищення швидкості ковзання контртіла і висоти нерівностей веде до зниження герметизуючої здатності ущільнення. У результаті для розрахунку витоків через ущільнення у виді гумових кілець і манжет запропоноване наступне емпіричне рівняння

$$Q = k \cdot \pi \cdot D \cdot L \cdot l \cdot \frac{\sqrt{p \cdot V \cdot R_z}}{V_b \cdot \sqrt{\eta}}, \quad (33)$$

де k – коефіцієнт, який дорівнює $2,1 \cdot 10^{-4}$ для кілець і $7,5 \cdot 10^{-3}$ для манжет; L – шлях, пройдений поверхнею, що ущільнюється, см; R_z – висота нерівностей поверхні, що ущільнюється, см; V_b – швидкість відновлення гуми, см/с.

Отримана формула (33) враховує вплив на витік основних факторів. Однак відповідно до даної залежності витік зворотно пропорційний в'язкості рідини, що суперечить даним, отриманим у низці робіт [2,43 та ін.].

Та й дослідження, виконані самим Хачатрянном Г.Д., за виявленням впливу температури на витік показали, що з підвищенням температури витік зменшується. Це пояснюється тим, що знижується в'язкість рідини, що ущільнюється, і на поверхні контртіла утвориться більш тонка рідинна плівка. Тому за межі штока виноситься менший обсяг рідини.

У той же час відповідно до формули (33) зменшення в'язкості рідини веде до росту витоків. Це явно не збігається з експериментально отриманими даними.

Через те, що на герметичність ущільнень впливає велике число фізичних параметрів, інші дослідники для опису процесів герметизації користаються теорією подоби й аналізу розмірностей. У результаті отримують рівняння в критеріальному виді. Такий підхід до рішення задачі запропонований у роботі [44], у якій наведено наступне рівняння:

$$Q = 3,25 \cdot 10^{-3} \cdot V_{cp}^{0,85} \cdot D^{1,65} \cdot P_k^{-2,1} \cdot P^{1,75} \times \rho^{-0,5} \cdot l^{-0,5}, \quad (34)$$

де V_{cp} – середня швидкість контртіла (штока); P_k – питомий контактний тиск ущільнювального елемента на шток; P – тиск рідини; ρ – густина рідини.

Дане рівняння (34) отримано для ущільнювального елемента з ПТФЕ-4, наповненого графітом.

Методи математичного планування експеримента також дозволяють урахувати вплив на витік

рідини через ущільнення багатьох факторів. Так, у роботі [45] наводиться наступна залежність для визначення витoku через гумове ущільнення поршня:

$$Y = 0,00755 - 0,00283X_1 + 0,00605X_2 + 0,00284X_4 + 0,00587X_5 + 0,00478X_1X_4 - 0,00583X_2X_4 - 0,00283X_1X_5 - 0,00273X_4X_5 - 0,00276X_1X_2 + 0,00478X_2X_5, \quad (35)$$

де X_1 – величина попереднього стиснення гумового кільця (0,12–0,05); X_2 – швидкість переміщення поршня, см/с (2,6–0,1); X_3 – кількість ущільнювальних кілець, шт. (2;1); X_4 – температура робочої рідини, С (60–20); X_5 – тиск робочої рідини, кгс/см² (160,0–1,5).

Отримані експериментальним шляхом залежності для розрахунку витоків в ущільненні дозволяють врахувати більшість факторів, що впливають на процеси герметизації. Однак ці залежності застосовні тільки до дослідження конкретного виду ущільнювальних елементів і не відтворюють механізм герметизації, а тільки установлюють взаємозв'язок між окремими факторами.

Висновки

1. Розрахункові залежності для визначення витоків рідини через контактні ущільнення поєднань зворотно-поступального руху в недостатній мірі відтворюють процеси в зоні контакту контртіла і ущільнювального елемента.

2. У більшості випадків розрахункові залежності без експериментальних даних не дозволяють розрахувати витік рідини.

3. Вихід з існуючого стану теорії герметизації контактних ущільнень поєднань зворотно-поступального руху полягає в об'єднанні декількох механізмів витoku: гідродинамічного витікання рідини через щілину малої висоти, гідродинамічного механізму утворення плівки рідини, фільтрації рідини через зону контакту як пористе тіло; перенесення рідини контртілом, що рухається.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Белый В.А., Пинчук Л.С. Введение в материаловедение герметизирующих систем. – Минск: Наука и техника, 1980. – 304 с.
2. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник / Кондаков Л.А., Голубев А.И., Гордеев В.Б. и др. / Ред. А.И. Голубева, Л.А. Кондакова. – М.: Машиностроение, 1994. – 448 с.
3. Борохов А.М., Ганишин А.С., Додонов Н.Т. Волокнистые и комбинированные сальниковые уплотнения. – М.: Машиностроение, 1966. – 312 с.
4. Алышц И.Я., Благов Б.Н. Проектирование деталей из пластмасс: Справочник. – М.: Машиностроение, 1966. – 312 с.

5. Шнейдер Ю.Г., Рейнус А.А., Ерченков А.И. Влияние качества металлической поверхности на усилие трения и герметичность уплотнительной пары // Вестн. машиностр. — 1969. — № 6. — С.21-22.
6. Порошин В.В. Применение метода конечных элементов для расчета утечек через плунжерную пару // Research and development in mechanical industry: International Conf. — RaDMI 2002. — Vrnjacka Banja, Yugoslavia. — 2002. — С.668-672.
7. Warren W.E., Cirro J.G., Amos D.E. On the nature of O-Rings in Contact with Rough Surfaces // Trans. ASME. J. Tribol. — 1988. — Vol.110 — № 4. — P.632-637.
8. Григорьева Е.Р., Королев В.А. Об определении утечек жидкости через контактные уплотнения // Труды Сев.-Зап. заочн. политехн. ин-та. — 1975. — № 31. — С.82-84.
9. Мур Д. Основы применения триботехники. — М.: Мир. 1978. — 487 с.
10. Blok H. Inverse problems in hydrodynamic lubrication and design directives for lubricated flexible surfaces // Sump. Lubric. Wear. — Houston. — 1960. — P.1-151.
11. Исиватару Х. Основы теории утечки масла и меры по ее предотвращению // Юацука Сэккэй. — 1975. — Т.13 — № 7. — С.13-15, 77.
12. Хираваяси Х., Отакэ Н. Теория уплотнений и фрикционные характеристики уплотнений деталей, движущихся возвратно-поступательно // Юацу то кукиацу. — 1982 — Т.13. — № 2. — С.42-50.
13. Messner N. Untersuchung von Hydraulik-Stangendichtungen aus Polyterafloorathylen // Ber. Inst. Maschinenel. und Gestaltungslehre. — 1985. — № 16. — P.122.
14. Саламандра Т.С., Салазкин К.А. Повышение герметизирующей способности уплотнений при высоких скоростях движения штока // Станки и инструмент. — 1972. — № 3. — С.27-29.
15. Мюллер Г.К. Анализ утечек и трения эластомерных уплотнений при возвратно-поступательном движении на основе гидродинамики жидкостной пленки // Проблемы современной уплотнительной техники. — 1967. — С.172-192.
16. Канэта М. Основы проектирования уплотнений // Кикай сэккэй. Mach.Des. — 1980. — Т.30. — № 7. — С.18-24.
17. Канэта М. Характеристики двоячного уплотнения для деталей с возвратно-поступательным движением // Дзюнкацу. J. Jap. Soc. Lubr. Eng. — Т.30. — № 3. — С.194-200.
18. Ясуда Т. Расчет масляных уплотнений для соединений пар возвратно-поступательного движения // Кикай сэккэй. — 1986. — Т.30. — № 7. — С.87-92.
19. Мураками Т. Механизм герметизации в уплотнениях возвратно-поступательных соединений // Дзюнкацу. — 1984. — Т.29. — № 5. — С.339-342, 358.
20. Абанкин Ю.И. Упрощенные формулы для определения утечки через уплотнения возвратно-перемещающихся звеньев // Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления. — 1977. — Вып.4. — С.127-134.
21. Ella G.G., Hudhes F.W. A cell theory of rough surface lubrication // Wear. — 1981. — Vol.67. — № 1. — P.31-53.
22. Bush A.W., Skinner P.H. Surface roughness effects in point contact elasto-hydrodynamic lubrication // Wear. — 1982. — Vol.83. — № 2. — P.285-304.
23. Усов П.П. Теория гидродинамической смазки шероховатых поверхностей // Трение и износ. — 1986. — Т.7. — № 2. — С.214-222.
24. Канэта М. Влияние шероховатости поверхности в условиях упругой гидродинамической смазки // Дзюнкацу. — 1982. — Т.27. — № 2. — С.80-85.
25. Режим смазки при возвратно-поступательном движении тел / Ю.Н. Дроздов, Р.М. Матвеевский, В.В. Аждер, В.И. Комендант // Вести. машиностр. — 1979. — № 5. — С.17-20.
26. Nachovny I., Burya A. Experimental research of pellicle of a liquid in contact sealing of reciprocating connections. — Int/Conf. BALTTTRIB'2005. Conference materials. — Lithuanian University of Agriculture, Kannas, Lithuania, 17-18 November, 2005. — P.94-95.
27. Абрамов Е.И. Прогнозирование и методы повышения герметичности уплотнений резиновыми кольцами // Вестн. машиностр. — 1973. — № 8. — С.30-34.
28. Karaszkewicz A. Hydrodynamics of rubber seals for reciprocating motion // Ind. and Eng. Chem. Prod. Res. and Dev. — 1985. — Vol.24. — № 2. — P.283-289.
29. Schrader K. Hydraulik Dichtungen-Theoretische Grundlagen // Maschinen-bautechnik. — 1986. — Vol.35. — № 9. — P.397-401.
30. Swales P.D. Sealing — Trends and Developments // Pumps — Pompes — Pumpen. — 1979. — № 149. — P.55-61.
31. Абрамов Е.И., Броцкий А.Н. Методика расчета утечек в агрегатах с возвратно-поступательным движением // Гидропривод и гидродинамика. — К.: Техника. — 1972. — Вып.8. — С.92-97.
32. Wyszynski L. Przecieki w wezle uszczelniajacym z zastosowaniem piersieni o przekroju okraglum // Zeszyty naukowe AGH. Elektryfikacja i mechanizacjan Gornictwa i Hutnictwa. — 1981. — № 143. — P.270-276.
33. Кондаков Л.А. Рабочие жидкости и уплотнения гидравлических систем. — М.: Машиностроение, 1982. — 216 с.
34. Karaszkewicz A. Leakage and friction comparisons in modern seal design // Power Int. — 1986. — Vol.32. — № 383. — P.299-301.
35. Fowles P.E. EHL film thickness-practical significance and simple computation // Lubric. Eng. — 1976. — Vol.32. — № 4. — P.165-178.
36. Hirano F., Murakami T. Photoelastic study of elasto-hydrodynamic contact condition in reciprocating motion // Proc. 7th Int. Conf. Fluid Seal., Nottingham, 1975. — Granfield, 1976. — C4/51 — C4/70.
37. Yang Y., Hudhes W.F. An elasto-hydrodynamic analysis of preloaded sliding seals // ASLE Trans. — 1984. — Vol.27. — № 3. — P.197-202.
38. Мкртчян Я.С. Повышение эффективности эксплуатации буровых насосных установок. — М.: Недра, 1984. — 206 с.

39. *Russkell L.E.C.* A rapidly converging theoretical solution of the elasto-hydrodynamic problem for rectangular rubber seals // *J. Mech. Eng. science.* — 1980. — Vol.22. — № 1. — P.9-16.
40. *Kral E.* Konstrukce a vypočet uspravek plunzrovych cerpadel stesnicint kroucky z PTFE // *Strojirenstvi.* — 1986. — Vol.36. — № 7. — P.373-377.
41. *Черский И.Н., Попов С.Н.* К расчету утечек в контактных уплотнениях // Сб.: Склонность материалов и конструкций к разрушению при отрицательных температурах. — Якутск, 1975. — С.113-118.
42. *Желядис С.П.* Исследование работоспособности уплотнений подвижных соединений. Автореф. дис...канд. техн. наук. — Каунас: Политехн. ин-т, 1980. — 16 с.
43. *Хачатрян Г.Р.* Исследование работоспособности резиновых уплотнений гидроагрегатов при возвратно-поступательном движении. Автореф. дис...канд. техн. наук. — Л.: ЛТИ.: 1970. — 16 с.
44. *Плошенко И.Г.* Исследование процессов герметизации в уплотнениях возвратно-поступательных штоков машин. Автореф. дис...канд. техн. наук. — Днепропетровск: ДХТИ, 1973. — 29 с.
45. *Буренин В.В.* Математическое планирование эксперимента при исследовании утечек в резиновых уплотнениях поршня гидроцилиндра. — Производство и использование эластомеров. — 1993. — № 7. — С.24-26.

Надійшла до редакції 22.02.2012